

柔轮凸齿廓半径对双圆弧谐波齿轮传动摩擦学性能的影响

裴欣¹, 周广武¹, 王家序^{1,2}, 杨勇¹, 张振华¹, 胡如康¹

(1. 四川大学 空天科学与工程学院, 四川 成都, 610065;
2. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆, 400044)

摘要: 基于改进的运动学法, 利用啮合不变矩阵建立公切线双圆弧柔轮齿廓弧长参数方程和理论啮合方程, 可求得理论共轭啮合区以及刚轮齿廓参数。综合考虑真实表面粗糙度、载荷、轮齿几何接触、卷吸速度等, 建立双圆弧齿廓谐波减速器柔轮与刚轮在共轭啮合区域的混合润滑数学模型。分析啮合区域不同齿廓参数对于谐波传动装置润滑性能的影响。研究表明: 在设计柔轮齿廓的时候, 合理增加凸圆弧齿廓的半径有利于改善接触区域润滑状态。在工况不变的情况下特别是在中高速的工况下, 加大柔轮凸圆弧齿廓半径可以增加接触区油膜厚度, 增大膜厚比, 且改善的效果随着转速的增加而增大, 但当凸齿廓半径增大到很接近凹齿廓半径时, 继续增加几乎不改善润滑条件。

关键词: 双圆弧齿廓; 齿廓参数; 润滑; 优化分析

中图分类号: TH132.43

文献标志码: A

文章编号: 1672-7207(2018)10-2454-08

Influence of convex tooth radius of flexspline on tribology of double circular arc harmonic gear transmission

PEI Xin¹, ZHOU Guangwu¹, WANG Jiayu^{1,2}, YANG Yong¹, ZHANG Zhenhua¹, HU Rukang¹

(1. School of Aeronautics and Astronautics, Sichuan University, Chengdu 610065, China;

2. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: By using the meshing invariant matrix to establish the parameter equation and theoretical meshing equation, the theoretical conjugate meshing region and the circular-spine-tooth profile parameters could be worked out based on improved kinematics. Taking into account the real surface roughness, load, geometric contact teeth, the suction speed, a mixed lubrication mathematical model of flex-spline and soft-spline in meshing area of double circular arc tooth profile harmonic reducer was established. The influence of different tooth profile parameters on the lubrication performance of the harmonic transmission was analyzed. The results show that in the design of soft-spline tooth profile, reasonable increase of the radius of convex arc tooth profile is conducive to the improvement of the contact area lubrication state. Under constant conditions, especially high-speed conditions, increasing the radius of the convex circular arc tooth profile can the film thickness of the contact zone and increase the film thickness ratio, and the improvement effect increases with the increase of the rotational speed. However, when the radius of the convex tooth is increased to be very close to the radius of the crown, the continued increase does not improve the lubrication conditions.

Key words: double arc tooth profile; tooth profile parameters; lubrication; optimization

收稿日期: 2017-10-08; 修回日期: 2017-12-02

基金项目(Foundation item): 国家高技术研究发展计划(863计划)项目(2015AA043001)(Project(2015AA043001) supported by the National High-tech Research and Development Program (863 Program) of China)

通信作者: 周广武, 博士, 副教授, 从事机械传动研究; E-mail: gwzhou@scu.edu.cn

谐波齿轮传动装置具有传动比大、传动精度高、可以通过密封壁传递运动、真空条件下工作性能好、回差小等特点, 使得其在航空航天、机器人、原子反应堆等领域得到了广泛的应用。然而, 在谐波齿轮传动装置的失效中, 大部分为润滑不良引起的轮齿接触失效, 如磨损、裂纹、点蚀、发热等, 因此, 对双圆弧谐波齿轮传动装置轮齿接触区域的润滑特性进行研究, 对于提高谐波减速器性能具有十分重要的工程价值。现在广泛应用的双圆弧齿形是由 ISHIKAWA^[1]提出并获得专利, 后来 ISHIKAWA^[2]又在已有的柔轮齿形上进行了改进。辛洪兵等^[3]引入了改进的运动学法简化了共轭齿廓的求解过程, 并给出了双圆弧谐波齿轮传动柔轮和刚轮基本齿廓的设计过程。张有枕等^[4]指出工程实际中双圆弧齿轮的油膜形成能力比渐开线型齿轮好, 并且用多元线回归的方法整理出了某一型号双圆弧齿轮最小膜厚及中心膜厚的经验计算公式。ZHU 等^[5]考虑了真实表面接触情况, 发表了滚子真实几何形状与表面粗糙度接触的有限长线接触混合润滑模型建立方法。为几何体的复杂接触润滑分析提供了手段。杨勇等^[6]基于改进的运动学法, 从缩小共轭齿廓差异增大啮合区间的角度, 提出了一种“双共轭”的齿廓优化方法, 但是由于决定谐波齿廓的参数较多, 在满足“双共轭”的情况下, 齿廓参数依然有足够的优化空间。吴继强等^[7]对比分析了渐开线型与双圆弧齿形谐波齿轮传动共轭啮合区的润滑性能, 指出双圆弧齿廓对于油膜厚度, 压力峰等有明显改善, 但没有对双圆弧齿廓具体参数对润滑效果的影响进行深入分析。目前关于双圆弧谐波齿轮传动装置混合润滑分析的研究较少, 因此, 本文作者针对公切线双圆弧齿廓谐波齿轮传动装置, 基于改进的运动学原理, 利用啮合不变矩阵建立公切线双圆弧柔轮齿廓弧长参数方程和理论啮合方程, 求得理论共轭啮合区以及刚轮齿廓参数, 并用拟合的方法得到刚轮齿廓的近似曲率; 在这些基础上, 建立综合考虑真实表面粗糙度、载荷、轮齿几何接触、卷吸速度等因素的谐波齿轮柔轮-刚轮轮齿啮合区域混合润滑模型; 探讨不同参数下柔轮与修形后的刚轮对润滑性能的影响, 对于提高谐波减速器性能具有十分重要的工程意义。

1 双圆弧谐波齿轮传动原理

1.1 柔轮齿廓模型

本文中的谐波齿轮使用公切线式双圆弧齿廓基本齿形主要由圆弧与直线段构成; 如图 1 所示。其中:

h_a 为齿顶高; h_f 为齿根高; h 为全齿高; ρ_a 为凸圆弧齿廓半径; ρ_f 为凹圆弧齿廓半径; h_1 为公切线纵向长度; γ 为公切线倾角; t 为齿根圆与中性层距离; X_a 为凸齿圆心移距量; l_a 为凸齿圆心偏移量; X_f 为凹齿圆心移距量; l_f 为凹齿圆心偏移量。

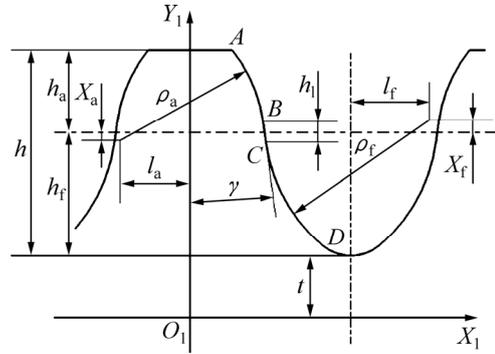


图 1 双圆弧齿的齿形结构

Fig. 1 Tooth structure of double circular arc teeth

根据图 1 中齿廓的分段特征, 其曲线方程的坐标形式如下。

AB 段为凸圆弧齿廓:

$$r_1 = \begin{bmatrix} \rho_a \cos(\theta - \frac{u}{\rho_a}) + x_{oa} \\ \rho_a \sin(\theta - \frac{u}{\rho_a}) + y_{oa} \\ 1 \end{bmatrix}; n_1 = \begin{bmatrix} \cos(\theta - \frac{u}{\rho_a}) \\ \sin(\theta - \frac{u}{\rho_a}) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: $l_1 = \rho_a \cdot (\theta - \gamma)$; $y_{oa} = h_f + t - X_a$; $x_{oa} = -l_a$;
 $\theta = \arcsin(\frac{h_a + X_a}{\rho_a})$ 。

BC 段为一条直线:

$$r_2 = \begin{bmatrix} x_B + (u - l_1) \sin \gamma \\ y_B - (u - l_1) \cos \gamma \\ 1 \end{bmatrix}; n_2 = \begin{bmatrix} \cos \gamma \\ \sin \gamma \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: $x_B = \rho_a \cos \gamma + x_{oa}$; $y_B = \rho_a \sin \gamma + y_{oa}$;
 $l_2 = l_1 + \frac{h_1}{\cos \gamma}$ 。

CD 段为凹圆弧齿廓:

$$r_3 = \begin{bmatrix} x_{of} - \rho_f \cos(\gamma + \frac{u - l_2}{\rho_f}) \\ y_{of} - \rho_f \sin(\gamma + \frac{u - l_2}{\rho_f}) \\ 1 \end{bmatrix}; n_3 = \begin{bmatrix} \cos(\gamma + \frac{u - l_2}{\rho_f}) \\ \sin(\gamma + \frac{u - l_2}{\rho_f}) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中: $x_{of} = (\rho_a + \rho_f) \cos \gamma + h_1 \tan \gamma - l_a$; $y_{of} = h_f +$

$$t + X_f; \quad l_3 = l_2 + \rho_f \left(\arcsin \left(\frac{X_f + h_f}{\rho_f} \right) - \gamma \right).$$

式(1)为齿顶圆弧 AB 段的曲线方程, 式(2)为连接齿顶和齿根圆弧的直线 BC 段的曲线方程, 式(3)为齿根圆弧 CD 段的曲线方程。本文中双圆弧齿廓的基本参数是根据公切线双圆弧标准 ГОСТ15023-69 确定的。本文中谐波柔轮模数为 0.396 mm, 根据齿廓齿形结构图可以看出, 谐波的齿形参数可以由以下 6 个参数确定: 凸圆弧圆心坐标、凹圆弧圆心坐标、凸圆弧半径 ρ_a 、凹圆弧半径 ρ_f 、公切线纵向长度和公切线倾角。

1.2 共轭坐标系及 r 矩阵的建立

柔轮与刚轮的相对运动可以由图 2 所示的坐标系求出。

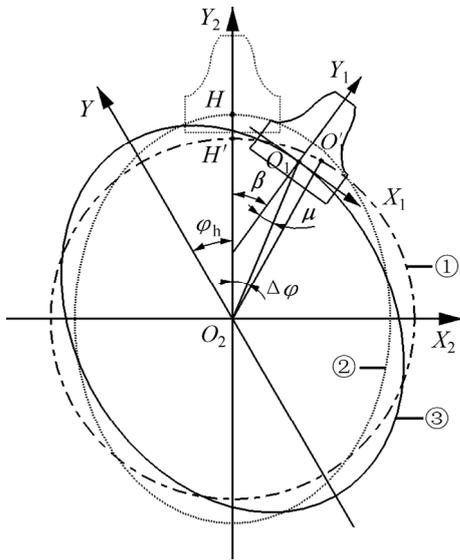


图 2 谐波齿轮传动坐标系^[6]
Fig. 2 Harmonic gear drive coordinates^[6]

根据相对运动可以假定刚轮不动, 波发生器旋转从而带动柔轮转动。该坐标系分为 1 个全局坐标系与 1 个局部坐标系, 其中坐标系 S_2 为与刚轮固连, 静止不动, S_1 与柔轮轮齿固连, 随波发生器转动。根据谐波齿轮传动的运动关系^[8]有

$$\varphi = \varphi_h + \varphi_h / i; \quad \beta = \Delta\varphi + \mu; \quad \Delta\varphi = \varphi_h / i + v(\varphi) / r_m$$

基于改进的运动学法^[9]可以建立啮合不变 B 矩阵:

$$B = \begin{bmatrix} 0 & \dot{\beta} & -\dot{\omega}(\varphi)\sin\mu(\varphi) + \rho\Delta\dot{\varphi}\cos\mu(\varphi) \\ -\dot{\beta} & 0 & \dot{\omega}(\varphi)\cos\mu(\varphi) + \rho\Delta\dot{\varphi}\sin\mu(\varphi) \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

利用 B 矩阵的啮合不变特性, 对谐波柔轮齿廓的 3 段齿廓建立统一的啮合基本方程组^[10]。

$$\begin{cases} (\mathbf{n}_i^{(1)})^T \mathbf{B} \mathbf{r}_i^{(1)} = 0, i = 1, 2, 3 \\ \mathbf{r}_i^{(2)} = M_{21} \mathbf{r}_i^{(1)}, i = 1, 2, 3 \end{cases} \quad (5)$$

以柔轮齿廓参数作为已知变量可以求出共轭齿廓参数, 选用椭圆凸轮波发生器, 表 1 所示为初始柔轮齿廓参数。

表 1 柔轮齿廓参数

Table 1 Profile data of flexspline					
参数	数值	参数	数值	参数	数值
h_a/mm	0.240 0	t/mm	0.522 8	$\gamma/(\text{°})$	12
h/mm	0.611 0	h_f/mm	0.064 4	Z_r	160
X_a/mm	0.127 1	ρ_a/mm	0.720 0	Z_g	162
l_a/mm	0.520 3	ρ_f/mm	0.820 0		

图 3 和图 4 所示分别为柔轮齿廓共轭区域共轭啮合角度, 柔轮齿廓各段的理论共轭齿廓。

图 4 和图 5 中, 线段 a 和 b 为柔轮 AB 段理论共轭曲线, c 和 d 为柔轮 BC 段理论共轭曲线, e 和 f 为 CD 段理论共轭曲线。可以看出若刚轮的齿形中包含共轭齿廓 d, e 和 f , 当波发生器带动柔轮转动时, 柔

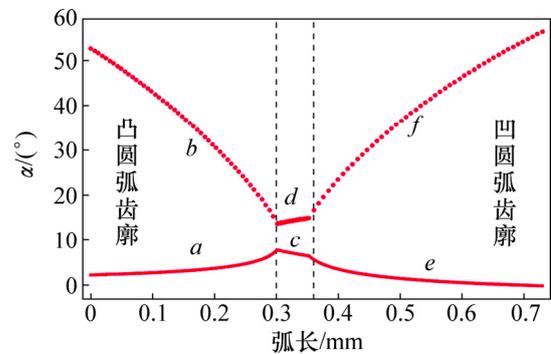


图 3 柔轮共轭啮合角度
Fig. 3 Flexspline conjugate meshing angel

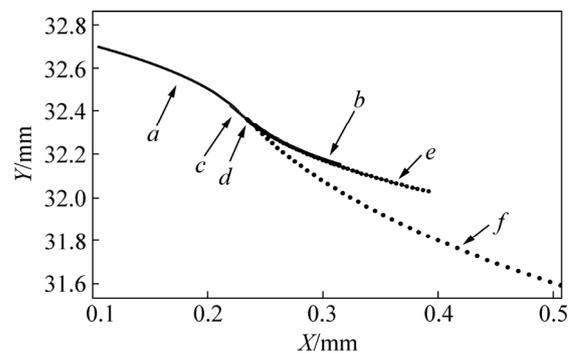


图 4 柔轮齿廓理论共轭齿廓
Fig. 4 Theory conjugate tooth profile of flexspline

轮理论上会与齿廓 b 啮合, 从而发生干涉。因此, 实际发生共轭的区域为 a, b 和 c 3 处。根据杨勇等^[6]提出的齿廓控制优化算法, 调整柔轮参数, 使得 b 和 e 2 处共轭齿廓差异最小化, 使柔轮与刚轮的 1 次啮合中, 柔轮的凸齿廓与刚轮的凹齿廓、柔轮的凹齿廓与刚轮的凸齿廓同时发生共轭(双共轭)。

2 混合润滑模型

谐波齿轮传动装置中柔轮与刚轮为有限长线接触^[11-12]。由于柔轮与刚轮的啮合具有周期性, 虽然同一时刻不同啮合点的相对速度与润滑情况不同, 但是在整个齿圈上, 所有齿对的运动性质是不断重复的。因此, 对柔轮的润滑分析可以简化为对其中某一齿对的啮合情况进行分析。柔轮弧长与刚轮共轭齿廓啮合可以简化为 2 个圆弧面接触。简化模型如图 5 所示。图中: r_1 为柔轮啮合点曲率半径; r_2 为刚轮啮合点曲率半径; a 为赫兹接触半宽; d 为接触长度。

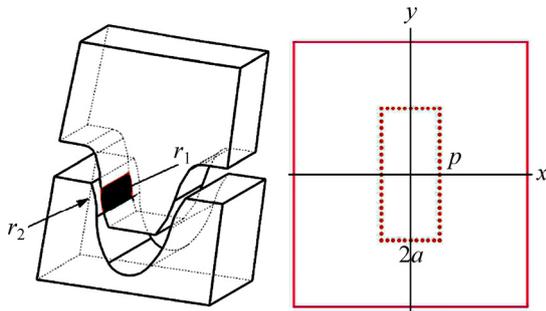


图 5 柔轮-刚轮接触几何模型

Fig. 5 Flexspline-circular spline contact geometry model

赫兹接触区域的载荷根据文献[13-14]建立参与齿数啮合满足的变形协调方程及传递力矩平衡方程计算得出。齿面上切向力与径向力的计算公式如下:

$$f_t = \int_{\varphi_1}^{\varphi_{i+1}} \frac{T\pi}{4d_g\varphi_2} \cos\left(\frac{\pi(\varphi-\varphi_1)}{2\varphi_2}\right) d\varphi \quad (6)$$

$$f_r = f_t \tan \alpha \quad (7)$$

式中: T 为输出扭矩; d_g 为分度圆直径; φ_2 为 40° ; φ_1 为啮合点相对于波发生器长轴的角度位置。

2.1 基本方程组

假设柔轮相对刚轮切线运动方向为 x 方向, 切线所在平面为 $\{x, o, y\}$ 坐标系, 建立混合润滑方程组^[15]。

Reynolds 方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial}{\partial x} \right) = \frac{u_1 + u_2}{2} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (8)$$

考虑真实表面粗糙度的油膜厚度方程为

$$h = h_0(t) + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + \delta_1(x, y, t) + \delta_2(x, y, t) + V_e(x, y, t) \quad (9)$$

式中: δ_1 和 δ_2 分别为两接触体赫兹接触区域真实表面粗糙度; $V_e(x, y, t)$ 为表面弹性变形。

$$V_e(x, y, t) = \frac{2}{\pi E'} \iint_{\pi} \frac{p(\xi, \zeta, t)}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\zeta)^2}} d\xi d\zeta \quad (10)$$

润滑油的黏度为

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (11)$$

润滑油的密度方程为

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right] \quad (12)$$

系统平衡方程为

$$w(t) = \iint_{\pi} p(x, y, t) dx dy \quad (13)$$

2.2 接触区域运动学关系

图 6 所示为柔轮-刚轮接触区域啮合点的速度示意图。图 6 中, ω 为输入端角速度; v_{ek} 为柔轮啮合点牵引速度; v_{rk} 为柔轮啮合点径向变形速度; v_{tk} 为柔轮啮合点切向变形速度。

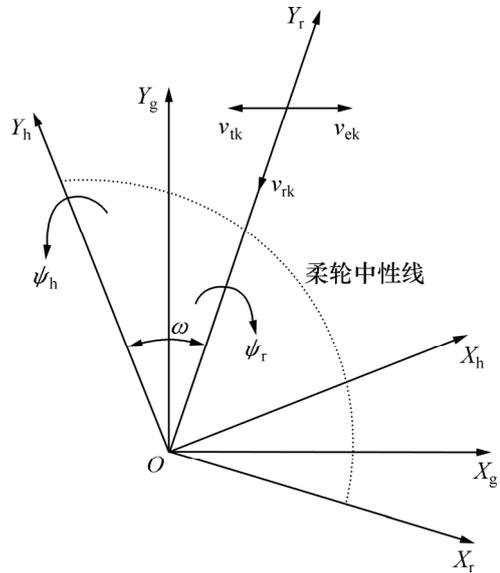
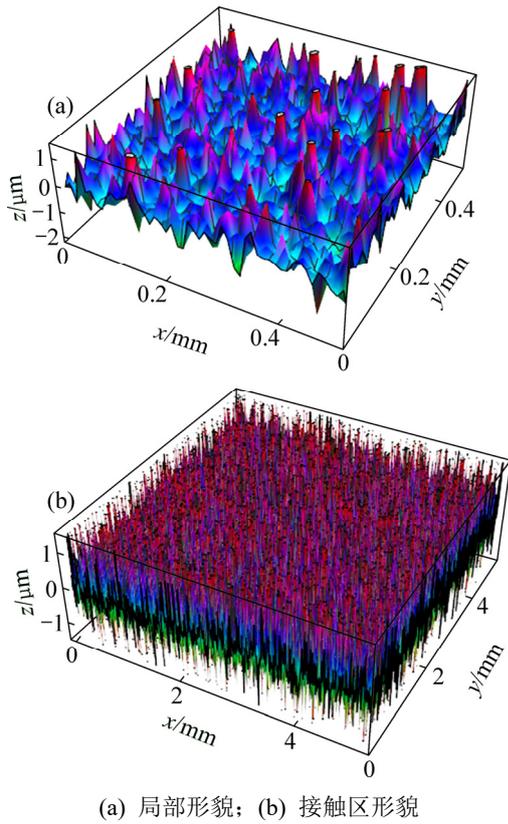


图 6 柔轮-刚轮啮合示意图

Fig. 6 Flexspline-circular spline meshing schematic

在输入转速 ω 一定的情况下, 赫兹接触区域的相对运动速度为 $v = v_{ek} + v_{rk} + v_{tk}$ 。计算润滑时, 使用的相对滑滚速度即为该相对运动速度沿着齿廓方向的切向分量。

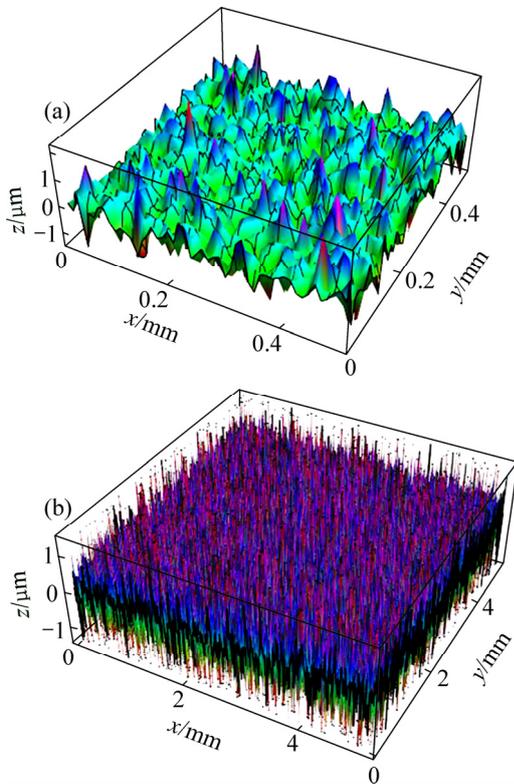
通过柔轮齿廓参数计算得到刚轮的齿廓的离散点。通过拟合的方法^[16]求出刚轮凸齿廓近似半径 ρ_1



(a) 局部形貌; (b) 接触区形貌

图 7 柔轮齿面形貌

Fig. 7 Tooth surface morphology of flexspline



(a) 局部形貌; (b) 接触区形貌

图 8 刚轮齿面形貌

Fig. 8 Tooth surface morphology of circular spine

与凹齿廓近似半径 ρ_2 。

柔轮传动过程中存在 2 次共轭现象。

第 1 次共轭: 柔轮齿顶与刚轮凸齿廓接触。

$$r_1 = \rho_a, r_2 = \rho_1$$

第 2 次共轭: 柔轮齿顶与刚轮凹齿廓接触。

$$r_1 = \rho_a, r_2 = \rho_2$$

2.3 接触区域真实形貌模型

为了建立考虑表面粗糙度的油膜厚度方程需要先建立真实表面粗糙度模型。

传统的粗糙度模型通常使用计算机仿真的方式建模。如张生光等^[17]基于快速傅里叶变换模拟生成三维非高斯粗糙表面。本文利用光学轮廓仪测得同种型号谐波减速器柔轮与刚轮表面真实形貌, 获取离散的坐标点。光学轮廓仪视野区域为 $5.12 \text{ mm} \times 5.12 \text{ mm}$ 。其中柔轮表面均方根粗糙度为 $0.353 5 \text{ } \mu\text{m}$, 刚轮表面均方根粗糙度为 $0.362 7 \text{ } \mu\text{m}$ 。

2.4 数值计算

根据式(1)~(5)计算并选取合适的刚轮齿廓, 在 Mathematica 中拟合出刚轮近似齿廓的曲率半径 ρ_1 和 ρ_2 。将弹性变形方程、润滑油的黏度压力方程、润滑油的密度压力方程与 Reynold 方程合并为 1 个方程组, 并且使用复合迭代法求解^[18], 为了求解的效率^[19-20], 使用快速傅里叶算法计算接触区域表面的弹性变形, 采用 Gauss-Siedel 迭代方法重复计算压力分布, 膜厚和弹性变形直至满足压力与载荷的收敛精度。为保证结果的准确性, 采用收敛精度为 1×10^{-5} 。

$$\tau_{\text{err}} = \sum_{j=0}^{400} \left| \overline{p_j^{m+1}} - \overline{p_j^m} \right| / \sum_{j=0}^{400} \overline{p_j^{m+1}} < 0.000 01 \quad (14)$$

3 结果分析与讨论

3.1 基本输入参数

根据建立的混合润滑模型, 对不同齿廓参数的齿廓啮合进行仿真分析。减速器基本参数如下: 额定输入转速为 $3 000 \text{ r/min}$, 额定输出转矩 $T=90 \text{ N}\cdot\text{m}$, 齿宽为 9 mm 。材料属性如表 2 所示。

润滑剂的基本参数如下: 初始黏度为 $0.093 \text{ Pa}\cdot\text{s}$,

表 2 接触模型材料参数

Table 2 Material parameters of contact model

部件	材料	密度/ ($\text{g}\cdot\text{cm}^{-3}$)	弹性模量/ GPa	泊松比
柔轮	40CrMoSiA	7.85	206	0.29
钢轮	40CrMo	7.85	206	0.28

黏压系数为 1.82 GPa^{-1} 。

由于制造加工等问题, 柔轮齿廓的凸圆弧齿廓半径通常小于凹齿廓圆弧半径。表 3 所示为保持柔轮凹圆弧齿廓半径不变, 调整凸圆弧齿廓参数, 公切线角度和长度参数使共轭齿廓 b 与 e 重合, 得到的共轭齿廓曲率半径。表 3 中 ρ_1 为刚轮凸齿廓拟合半径, ρ_2 为凹齿廓拟合半径。

表 3 接触区域曲率半径

Table 3 Fitted radius of curvature on contact area

编号	柔轮凸齿廓 半径 ρ_a/mm	刚轮凸齿廓 半径 ρ_1/mm	刚轮凹齿廓 半径 ρ_2/mm
1	0.5	0.590 683	0.765 108
2	0.6	0.652 248	0.662 512
3	0.7	0.677 232	0.626 742
4	0.8	0.690 683	0.609 836

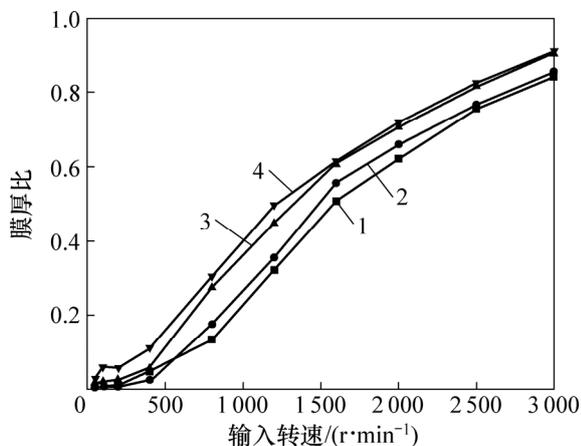
3.2 不同曲率齿廓对润滑的分析

由于在实际的工程应用中, 减速器的工作转速通常与额定转速不同, 对不同输入转速下的齿廓接触区膜厚比、接触载荷比以及摩擦因数进行分析具有十分重要的意义。

3.2.1 不同转速下曲率半径对膜厚比的影响

定义柔轮凸齿廓-刚轮凸齿廓第 1 次共轭接触区为 a、柔轮凸齿廓-刚轮凹齿廓第 2 次共轭接触区为 b。图 9 和图 10 所示分别为 a 和 b 接触区膜厚比随着波发生器输入转速变化的曲线。由图 9 和图 10 可以看出膜厚比均随着波发生器输入转速的增加不断增大。

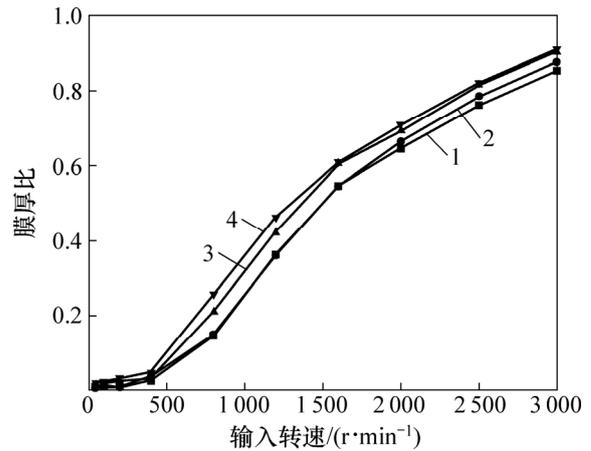
从图 9 和图 10 还可以看出: 在低速区, 润滑效果较差, 齿廓参数对润滑的效果影响较小, 增大凸齿廓



1—1号; 2—2号; 3—3号; 4—4号。

图 9 接触区 a 膜厚比

Fig. 9 Film thickness ratio of contact area a



1—1号; 2—2号; 3—3号; 4—4号。

图 10 接触区 b 膜厚比

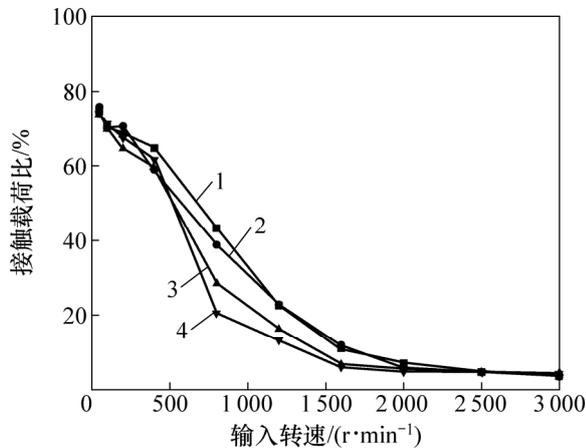
Fig. 10 Film thickness ratio of contact area b

半径能轻微改善接触区润滑情况。波发生器输入转速为 200 r/min 时, 凸齿廓半径由 0.5 mm 增加到 0.7 mm , 接触区 a 的膜厚比由 0.011 增加到 0.025 , 虽然有明显增加, 但是数值依然偏低, 此时主要以干接触为主, 转速对于润滑效果的影响最大。在高速下, 大尺寸的柔轮凸齿廓能有效增大接触区域膜厚比。在额定 3000 r/min 的转速下, 柔轮凸齿廓设计半径为 0.7 mm 比 0.5 mm 时能提高“凸-凸”接触时的膜厚比 0.06 , 提高“凸-凹”接触的膜厚比 0.052 。但是随着 ρ_a 增大, 润滑改善的效果也会随之降低, 虽然 0.7 mm 相对于 0.5 mm 时能有效增加接触区域的膜厚比, 但增加的趋势在变缓。转速为 1200 r/min 时, ρ_a 由 0.7 mm 增加到 0.8 mm , “凸-凸”接触时的膜厚比有较小增加(约 0.03), 但是当转速增加到 2000 r/min 以上时 3 号与 4 号的膜厚比几乎相同。

3.2.2 不同转速下曲率半径对接触载荷比的影响

图 11 和图 12 所示分别为柔轮凸齿廓-刚轮凸齿廓、柔轮凸齿廓-刚轮凹齿廓接触区域接触载荷比随着波发生器输入转速变化的曲线。由图 11 和图 12 可以看出: 2 个接触区域均具有相似的曲线: 接触载荷比均随着转速的增加而减小。在接触区 a 中, 增大柔轮凸齿廓半径可以有效减少同转速下接触区的接触载荷比: 接触区域 a 中, 在 1600 r/min 转速下, 凸圆弧齿廓半径由 0.5 mm 增加到 0.7 mm , 接触载荷比由 10.94% 减少到 6.68% ; 由 0.7 mm 增加到 0.8 mm 时, 接触载荷比由 6.68% 降低到 6.03% 。在 3000 r/min 时, 凸齿廓半径为 0.7 mm 与 0.5 mm 时的接触载荷比相差较小(0.8%)。说明随着凸齿廓曲率半径的增加, 接触

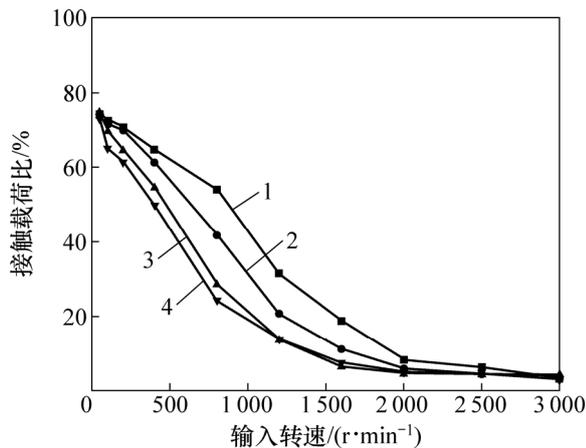
区的接触载荷比在降低但降低趋势在变缓。在转速为 200~2 000 r/min 之间, 增大凸齿廓半径对于改善接触载荷比有明显的效果。



1—1号; 2—2号; 3—3号; 4—4号。

图 11 接触区 a 接触载荷比

Fig. 11 Contact load ratio of contact area a



1—1号; 2—2号; 3—3号; 4—4号。

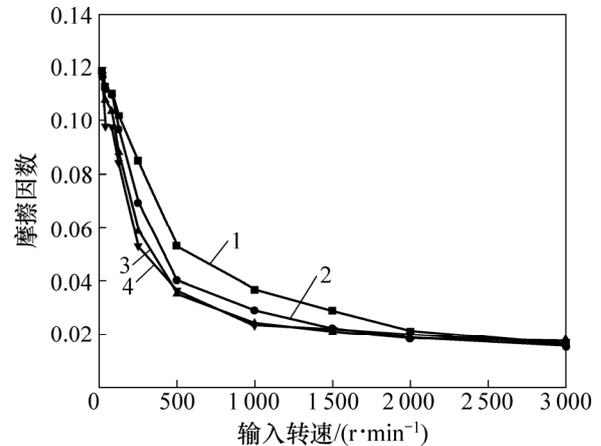
图 12 接触区 b 接触载荷比

Fig. 12 Contact load ratio of contact area b

3.2.3 不同转速下曲率半径对摩擦系数的影响

图 13 和图 14 所示分别为柔轮凸齿廓-刚轮凸齿廓、柔轮凸齿廓-刚轮凹齿廓接触区域摩擦因数随着波发生器输入转速变化的曲线。从图 13 和图 14 可以看出: 摩擦因数随着转速的增加呈现出减小的趋势, 其中在 500 r/min 以内, 随着转速的增加, 摩擦因数迅速减小。当转速增加到 1 000 r/min 以上时, 随着转速增加, 摩擦因数减小的趋势变缓。4 组数据在 2 500 r/min 以上转速的摩擦因数几乎相同。在波发生器输入转速为 800~2 000 r/min 时, 两图中的 4 组数据在空间

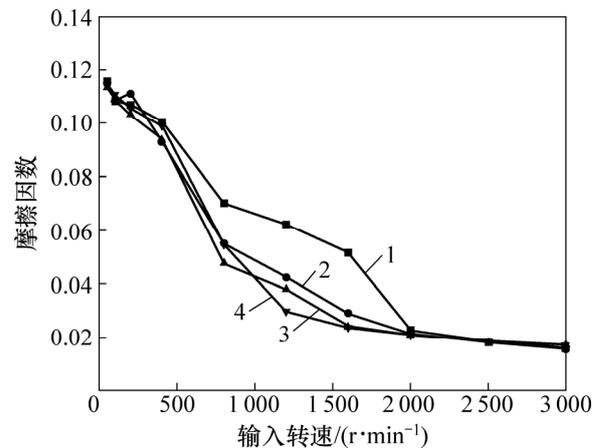
上几乎呈现出由上到下 1—2—3—4 号排列, 说明在此转速区间, 提高柔轮凸齿廓半径可以有效减少接触区 a 和 b 的摩擦因数。



1—1号; 2—2号; 3—3号; 4—4号。

图 13 接触区 a 摩擦因数

Fig. 13 Friction coefficient of contact area a



1—1号; 2—2号; 3—3号; 4—4号。

图 14 接触区 b 摩擦因数

Fig. 14 Friction coefficient of contact area b

4 结论

1) 把柔轮与刚轮的啮合主要分为 2 个区域, “凸-凸”接触与“凸-凹”接触。随着波发生器输入转速的增加, 各个啮合点的平均油膜厚度不断增加, 改变齿廓参数对中高速下的润滑状态有较大的影响。

2) 在中高速同一工况下, 保持柔轮凹齿廓参数不变, 增大凸齿廓半径, 2 个接触区域润滑效果可以得到明显提高。随着柔轮凸齿廓半径与柔轮凹齿廓半径的接近, 改善效果逐渐降低。且改善的效果在中转速

下最明显。

3) 在低速同一工况下, 润滑条件较差, 此时速度对润滑效果的影响较大。增加波发生器输入转速, 齿廓间润滑效果可以得到明显提升; 保持柔轮凹齿廓参数不变, 增大凸齿廓半径可以轻微改善润滑状态。

参考文献:

- [1] ISHIKAWA S. Tooth profile of spline of strain wave gearing: US, US 4823638 A[P]. 1989-04-25.
- [2] ISHIKAWA S. Tertiary negative-deviation flexing contact type gear drive of non-profile-shifted tooth profile: US, US5485766[P]. 1996-10-17.
- [3] 辛洪兵. 双圆弧谐波齿轮传动基本齿廓设计[J]. 中国机械工程, 2011, 22(6): 656-662.
XIN Hongbing. The design of the basic tooth profile of double arc harmonic gear drive[J]. Chinese Mechanical Engineering, 2011, 22(6): 656-662.
- [4] 张有忱, 温诗铸. 双圆弧齿轮弹流润滑研究[J]. 机械设计, 1992, 9(6): 39-43.
ZHANG Youchen, WEN Shizhu. Double circular arc gear elastohydrodynamic lubrication of double arc gears[J]. Mechanical Design, 1992, 9(6): 39-43.
- [5] ZHU Dong, WANG Jiayu, REN Ning, et al. Mixed elastohydrodynamic lubrication in finite roller contacts involving realistic geometry and surface roughness[J]. Journal of Tribology, 2012, 134(1): 011504.
- [6] 杨勇, 王家序, 周青华, 等. 双圆弧谐波齿轮传动柔轮齿廓参数的优化设计[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2016, 48(1): 186-193.
YANG Yong, WANG Jiayu, ZHOU Qinghua, et al. Optimum design of flexible gear profile parameters of double arc harmonic drive[J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science), 2016, 48(1): 186-193.
- [7] 吴继强, 王家序, 蒲伟, 等. 齿廓形状对谐波齿轮共轭啮合区润滑性的影响[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2017, 45(4): 29-33.
WU Jiqiang, WANG Jiayu, PU Wei, et al. Influence of profile shape on Lubricity of harmonic gear meshing[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2017, 45(4): 29-33.
- [8] FOLEGA P, GRZEGORZ WOJNAR, RAFAL BURDZIK, et al. 1401. Dynamic model of a harmonic drive in a toothed gear transmission system[J]. Journal of Vibroengineering, 2014, 16(6): 3096-3104.
- [9] 沈允文. 谐波齿轮传动的理论和设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985: 51-56.
SHEN Yunwen. Theory and design of harmonic gear drive[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1985: 51-56.
- [10] 曾世强, 杨家军, 王宣福. 双圆弧齿形谐波齿轮传动的运动特性分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2000, 28(1): 12-14.
ZENG Shiqiang, YANG Jiajun, WANG Xuanfu. Analysis of kinematic characteristics of double arc gear harmonic drive[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2000, 28(1): 12-14.
- [11] 蒲伟, 王家序, 李俊阳, 等. 齿向修形对滤波减速器润滑性能的影响分析[J]. 摩擦学学报, 2014, 34(4): 393-399.
PU Wei, WANG Jiayu, LI Junyang, et al. Analysis of the influence of tooth alignment on the lubrication performance of a filter reducer[J]. Journal of Tribology, 2014, 34(4): 393-399.
- [12] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Essential concepts of bearing technology[M]. 5th ed. Boca Raton: Crc Press, 2006: 55-59.
- [13] 邹创, 陶涛, 梅雪松, 等. 机器人关节短筒谐波减速器接触计算与分析[J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(5): 82-87.
ZOU Chuang, TAO Tao, MEI Xuesong, et al. Contact calculation and analysis of harmonic reducer for robot joint[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(5): 82-87.
- [14] 胡贇, 刘少军, 丁晟. 弹流润滑效应下直齿轮的接触疲劳寿命[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2014, 45(12): 4187-4193.
HU Jie, LIU Shaojun, DING Sheng. Contact fatigue life of spur gear under elastohydrodynamic lubrication[J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2014, 45(12): 4187-4193.
- [15] HU Yuanzhong, ZHU Dong. A full numerical solution to the mixed lubrication in point contacts[J]. Journal of Tribology, 2000, 122(1): 1-9.
- [16] 陈明晶, 方源敏, 陈杰. 最小二乘法和迭代法圆曲线拟合[J]. 测绘科学, 2016, 41(1): 194-197.
CHEN Mingjing, FANG Yuanmin, CHEN Jie. The least squares method and iterative method of circular curve fitting[J]. science of Surveying and mapping, 2016, 41(1): 194-197.
- [17] 张生光, 王文中. 基于快速傅里叶变换的三维非高斯粗糙表面数值仿真[J]. 中国科技论文, 2014, 9(8): 908-910.
ZHANG Shengguang, WANG Wenzhong. Numerical simulation of 3D non Gauss rough surface based on fast Fourier transform[J]. Chinese Science and Technology Paper, 2014, 9(8): 908-910.
- [18] AI Xiaolan. Numerical analyses of elastohydrodynamically lubricated line and point contacts with rough surfaces by using semi-system and multigrid methods (volumes 1 and 2)[M]. Evanston: Northwestern University, 1993: 22-47.
- [19] LIU Shuangbiao, WANG Qian. Studying contact stress fields caused by surface tractions with a discrete convolution and fast Fourier transform algorithm[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(1): 36-45.
- [20] WANG W Z, WANG H, LIU Y C, et al. A comparative study of the methods for calculation of surface elastic deformation[J]. Journal of Engineering Tribology, 2003, 217(2): 145-154.

(编辑 杨幼平)